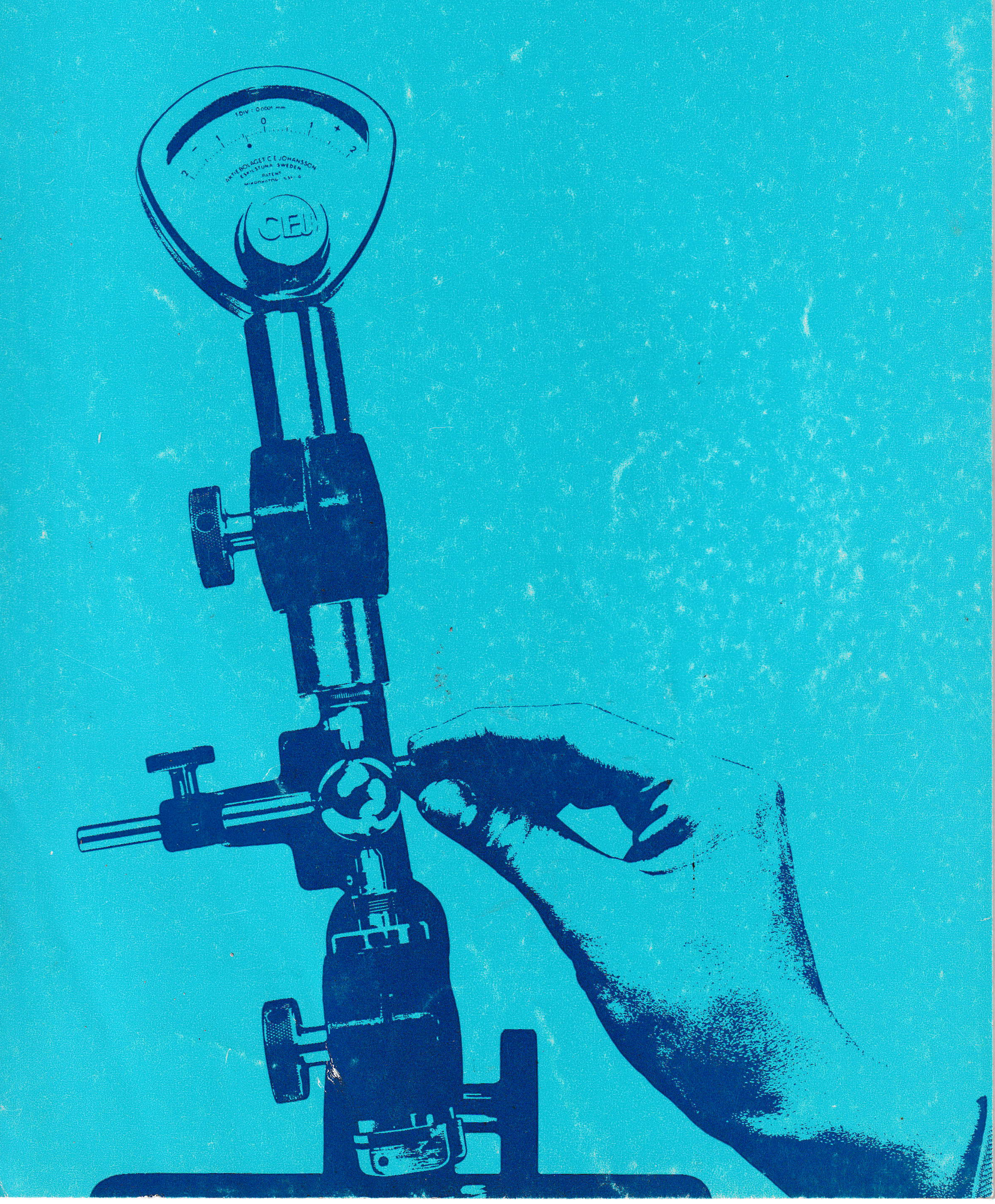
La Revista de cojinetes a bolas

1
1961



La Revista de cojinetes a bolas

Boletín técnico sobre montajes de rodamientos de bolas y de rodillos

I 1961

La figura de la portada representa: Medición de diámetros de bolas

COMPAÑIA SUDAMERICANA SKF, S. A.

MONTEVIDEO / Cerro Largo 1089 / Casilla de Correo 134

Medición de las vibraciones en rodamientos de bolas

Reg. 667 27

En los últimos decenios se ha empezado a emplear rodamientos de bolas en una extensión creciente debido a las ventajas que ofrecen en comparación con los cojinetes ordinarios. Al contrario, se ha notado que los cojinetes ordinarios de buena calidad funcionan más silenciosamente y con menos vibraciones que los rodamientos de bolas. Las razones de las vibraciones en los rodamientos de bolas son objeto de intensa investigación en los laboratorios de SKF.

Máquinas de oficina y las domésticas como son aspiradores de polvo, refrigeradores y ventiladores, deben funcionar silenciosamente a fin de que los ruidos no produzcan molestias. Si el fabricante debe satisfacer esta demanda no basta con que monte en estas máquinas rodamientos «silenciosos» sino que tiene también que mecanizar las otras piezas muy exactamente para evitar que éstas a su vez den lugar a vibraciones. Esto significa que las máquinas-herramienta empleadas para el mecanizado deben también trabajar sin vibraciones. En vista de que éstas en la mayoría de los casos tienen sus husillos, mandriles, etc. montados en rodamientos de bolas, también estos rodamientos deben funcionar sin vibraciones.

Hemos mencionado rodamientos «silenciosos» y rodamientos «sin vibraciones», pero ambos son en realidad lo mismo, pues el origen del ruido siempre es un cuerpo oscilante que en el medio ambiente (generalmente aire) produce un movimiento ondulatorio longitudinal compuesto de unas partes con presión y otras con depresión.

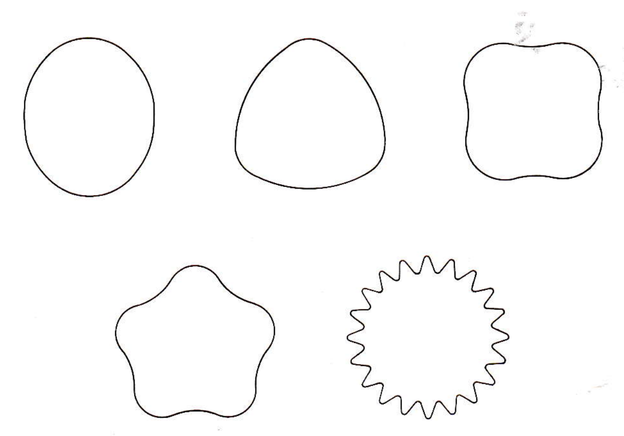


Fig. 1. Diagrama de la falta de redondez de un cuerpo teóricamente redondo

En resumen puede decirse que lo que se exige en estos campos especiales de aplicación son rodamientos con un bajo nivel de vibración.

Vibraciones

Es un hecho conocido que el hombre ni siquiera con las máquinas más perfectas puede producir una superficie o contorno ideales y esto vale desde luego también en la técnica de rodamientos de bolas. Por lo tanto, una bola de la mejor ejecución no es una esfera perfecta, ni es absolutamente redondo un aro fabricado con ayuda de las máquinas más modernas. Deformaciones elásticas y vibraciones en las máquinas o en su ambiente y muchos otros factores son las causas de que la pieza exactamente determinada por dibujos y teorías, tiene en la práctica varios defectos.

Hasta ahora no existe ninguna clasificación definitiva de estos defectos. Se habla de defectos de forma microgeométricos y en conexión con éstos, de uniformidad de superficie. Los otros defectos de forma, los macrogeométricos, tal vez pueden definirse como conicidad, excentricidad, falta de redondez, etc. La falta de redondez puede clasificarse de primer grado y de grado mayor. Actualmente se considera que la falta de redondez del grado mayor, es la llamada ondulación, que es la causa de las vibraciones que se producen en los rodamientos de bolas.

Generalmente, se entiende como falta de redondez la diferencia entre el diámetro mayor y el menor de un cuerpo teóricamente redondo, *fig. 1*, o sea que el cuerpo tiene dos puntos máximos. Imaginando el mismo cuerpo con un número mayor de puntos máximos se tiene la concepción de ondulación.

De los diagramas Talyrond de la *fig. 2* trazados desde piezas de rodamientos no aceptadas en la producción continua, se desprende que las faltas de redondez representadas en la fig. 1 pueden



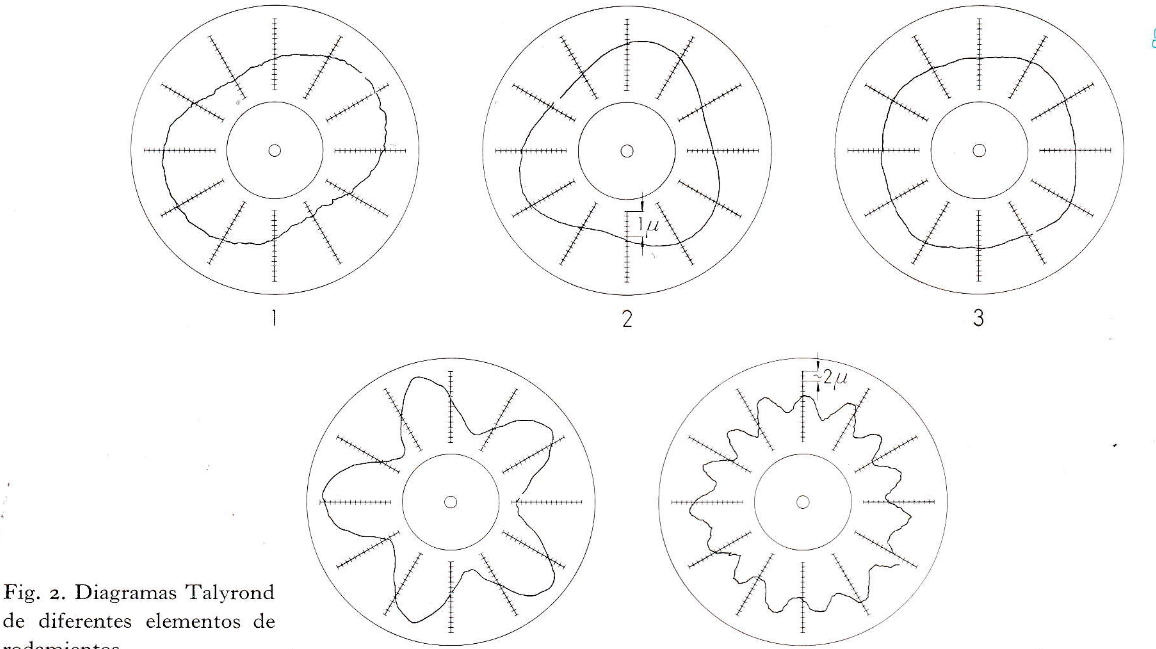


Fig. 2. Diagramas Talyrond de diferentes elementos de rodamientos

existir en la práctica. El diagrama 1 se refiere al aro interior de un rodamiento de rodillos cilíndricos y el diagrama 2 a una bola. El diagrama 3 representa el aro interior de un rodamiento de rodillos cónicos, el siguiente un rodillo del mismo rodamiento y el último el aro exterior de un rodamiento de rodillos cónicos.

Es fácil concebir que un rodamiento compuesto de elementos semejantes no pueda girar sin vibraciones. También es evidente que los defectos de los elementos del rodamiento no siempre son de un carácter tan absoluto y decisivo como en estos ejemplos. Debido a esta falta de regularidad y a la influencia recíproca de los elementos, que es difícil definir, las vibraciones producidas en los rodamientos son de un carácter complicado que no se puede calcular o pronosticar de una manera sencilla.

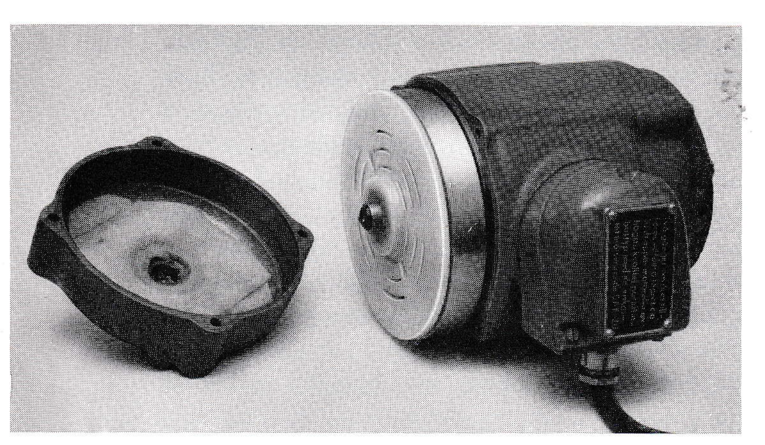
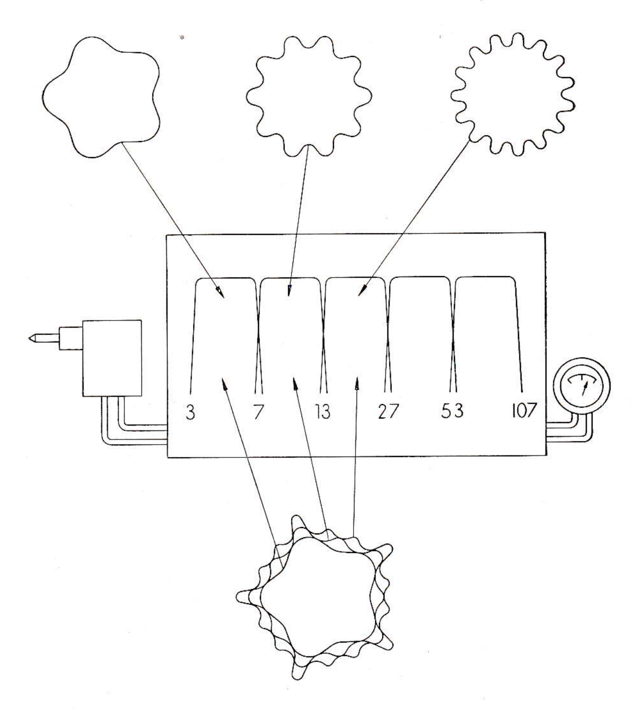


Fig. 3. Motor eléctrico provisto de escudos de plástico cuya función es impedir que las vibraciones producidas en los rodamientos se transmitan al ambiente

Para satisfacer las demandas de un funcionamiento sin vibraciones de una disposición de rodamientos, en principio se puede proceder de dos maneras distintas. Un método es impedir que las vibraciones producidas en los rodamientos se transmitan al ambiente, por ej. aislando el rodamiento con un material amortiguador de vibraciones. Un ejemplo de este procedimiento es el motor eléctrico con escudos de material plástico representado en la *fig. 3*. El otro método que sin duda es el más correcto y eficaz a la larga, es atacar la causa de las vibraciones, es decir el rodamiento mismo.

Desde el principio de la fabricación de rodamientos de bolas se han verificado las vibraciones en los rodamientos haciéndolos girar a mano. La persona que hace la verificación coge el aro interior con los dedos de una mano y con la otra hace girar el aro exterior juzgando sobre el giro del rodamiento con ayuda del tacto de las yemas de los dedos y a veces también escuchándolo.

Teniendo en cuenta que en aplicaciones normales es generalmente el aro interior el que gira, se ha mejorado este método colocando el rodamiento sobre un mandril, cogiendo entonces el aro exterior con la mano y haciendo girar el aro interior con ayuda del mandril.



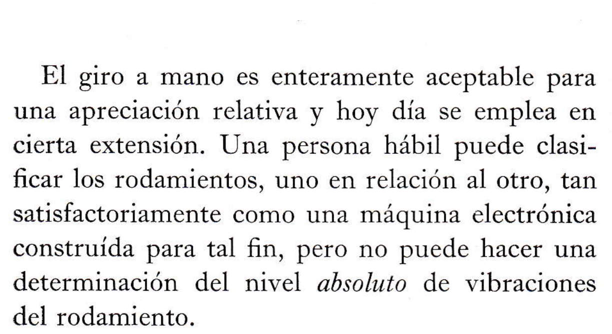


Fig. 4. Diagrama de una disposición para determinar electrónicamente la ondulación de un aro o cuerpo rodante

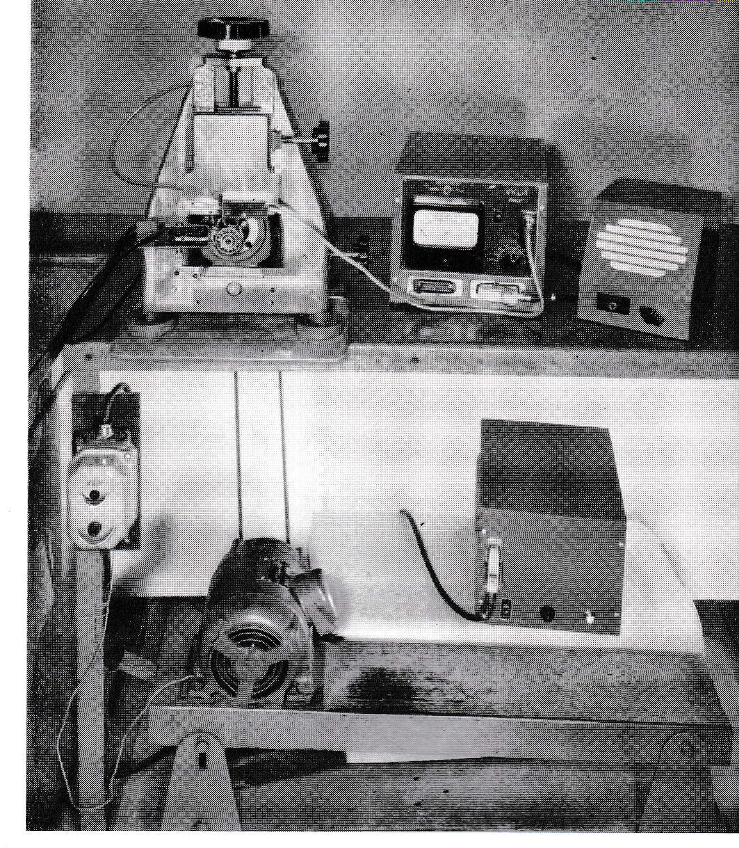


Fig. 5. El aparato SKF de verificar vibraciones VKL-1

El giro a mano es enteramente aceptable para una apreciación relativa y hoy día se emplea en cierta extensión. Una persona hábil puede clasificar los rodamientos, uno en relación al otro, tan satisfactoriamente como una máquina electrónica construída para tal fin, pero no puede hacer una determinación del nivel *absoluto* de vibraciones del rodamiento.

Análisis de las vibraciones

En el curso de los años se ha establecido empíricamente que vibraciones de ciertas frecuencias perturban más en un cierto montaje que las de otras frecuencias, y que por lo tanto la medición sobre cierta parte del campo de frecuencias proporcionan mejor clasificación de los rodamientos que la medición sobre todo el campo. También se ha notado que una cierta frecuencia es más perturbadora en un montaje que en otro.

Cualquier curso de sucesos que se repiten periódicamente, puede dividirse analíticamente en oscilaciones sinuosas de diferentes frecuencias, por ej. con ayuda de series Fourier. Con ayuda de la técnica electrónica se puede analizar de una manera análoga el espectro de vibraciones producido en el rodamiento y estudiar ciertos pequeños campos de frecuencias cada uno por sí. Para aclarar este hecho daremos un ejemplo esquemático. Supongamos por razón de sencillez que se trate de un objeto de medición más sencillo que un rodamiento, por ej. el camino de rodadura de un aro de rodamiento cuya ondulación debe analizarse. Supongamos además que el camino de rodadura tenga defectos de forma que consten de 5 oscilaciones u ondulaciones por periferia junto con dos oscilaciones sobrepuestas, la primera con 10 ondulaciones y la segunda con 15 ondulaciones por periferia, véase más abajo en la *fig. 4*. La señal del mecanismo de medir que está en contacto mecánico con el camino de rodadura, es ampliado y transmitido a un instrumento indicador. Entre el ampliador y el instrumento indicador se acopla un filtro que solamente deja pasar hasta el instrumento cierta parte de la señal. En la figura se han marcado con cifras los filtros que SKF emplea en sus aparatos de medir ondulaciones, o sean filtros que dejan pasar frecuencias correspondientes a 3 hasta 7 ondulaciones por periferia, 7 hasta 13, 13 hasta 27 etc. Acoplando sucesivamente estos filtros se separan las partes de la señal que vienen de frecuencias correspondientes a 5, 10 y 15 ondulaciones por periferia respectivamente. De una manera análoga se pueden desde luego emplear filtros para estudiar un cierto campo de fre-

cuencias al determinar el nivel de vibraciones en un rodamiento armado.

Medición de vibraciones

El aparato SKF para verificar vibraciones en rodamientos, VKL-1, consiste en un armazón con husillo y «pickup», motor de accionamiento, grupo generador de fuerzas, ampliador con filtro e instrumento indicador y altoparlante, véase la *fig. 5*.

El husillo que está hecho con la mayor precisión, es ajustable en sentido axial para poder colocar el rodamiento estudiado exactamente debajo de la punta medidora del pickup. El eje del husillo es hueco con un cono en su extremo delantero donde pueden colocarse rápidamente los mandriles cambiables para diferentes tamaños de rodamientos. El husillo que se acciona por el motor mediante correa trapezoidal, gira a la velocidad de 1800 r.p.m.

El objeto a medir — el rodamiento — se cala sobre el mandril contra un resalte obteniendo así el aro interior la velocidad de giro del husillo mientras que el aro exterior queda parado. Una carga axial apropiada sobre el aro exterior proporciona contacto entre los caminos de rodadura de los aros y las bolas obteniéndose un nivel estable de vibraciones en el rodamiento.

Debido a los defectos anteriormente mencionados de los caminos de rodadura y cuerpos rodantes del rodamiento, el aro exterior se mueve radialmente y hasta cierto punto también axialmente. El movimiento radial es absorbido por un pickup de velocidad, autogenerador y electromagnético, fijado en una corredera vertical sobre el armazón; la corredera es ajustable para diferentes diámetros exteriores de rodamientos. La punta medidora del pickup descansa con cierta presión sobre el aro exterior del rodamiento. La bobina que está conectada rígidamente con la punta medidora, está suspendida en dos resortes y se mueve en un campo magnético fijo producido por un imán permanente generándose una tensión alterna. Esta tensión alterna que es directamente proporcional a la velocidad del movimiento de la punta medidora, se amplifica y pasa por filtros al instrumento indicador.

El filtro montado en el ampliador deja pasar señales con frecuencias desde 300 hasta 1800 p/s. Se ha considerado que este campo de frecuencias es adecuado para los rodamientos de bolas empleados en montajes corrientes. Si es necesario pueden fácilmente acoplarse otros filtros al ampliador. Delante del filtro del ampliador se ha conectado un altoparlante que permite escuchar el espectro total de las frecuencias de un rodamiento. El instrumento no da indicación para marcas individuales, rayas o partículas de suciedad en el rodamiento pero escuchando pueden descubrirse estos defectos.

El VKL-1 es construído y fabricado por SKF. Tales aparatos se hallan en todas las fábricas de la empresa SKF y sirven de base para las normas SKF de vibraciones. En las varias fábricas se emplean sin embargo también otros aparatos comerciales de medir vibraciones que de una manera u otra se han calibrado en relación al VKL-1.

Unidades

Como ya se ha mencionado se emplea en el aparato SKF de verificar vibraciones un pickup electromagnético, que está construído de tal manera que cuando se aplica su punta perpendicularmente a una superficie vibrante, el pickup obtiene un movimiento de vaivén hacia arriba y abajo que produce una tensión alterna en la bobina. Se calibra el pickup para obtener a la velocidad media de 1 μ/s una tensión alterna de 0,15 μV sobre una resistencia de 10 Ω. Se amplifica la tensión alterna y es medida mediante un instrumento indicador que puede calibrarse directamente a la unidad de la velocidad, 1 μ/s.

En vista de que el nivel de vibraciones es muy distinto para diferentes tipos de rodamientos — para los rígidos de bolas unos 50 μ/s, para los de rodillos cónicos unos 600 μ/s — en ciertos casos no es conveniente emplear la unidad 1 μ/s, empleándose entonces otra unidad denominada decibel (dB).

Un decibel es una relación logarítmica que puede escribirse con la fórmula

$$N = C \cdot \log \frac{A_1}{A_0}$$

siendo N la relación expresada en decibel, A_1 una magnitud expresada en medida absoluta, A_0 un nivel de referencia elegido de antemano en la misma medida absoluta y C una constante.

La unidad 1 decibel existe tanto en la técnica electrónica como en la acústica pero en estas dos ciencias tiene significación enteramente distinta.

En la acústica se emplea para indicar la fuerza de un ruido en relación a cierto nivel de referencia.

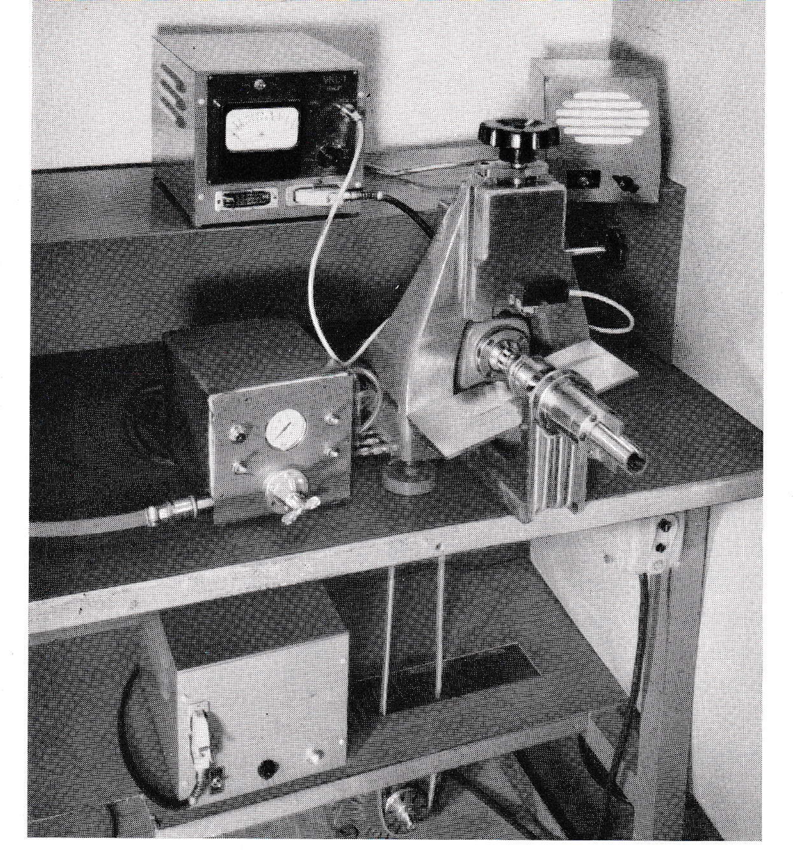


Fig. 6. El aparato SKF de verificar vibraciones VKL-1B, es decir un aparato VKL-1 provisto de un mecanismo especial de cargar

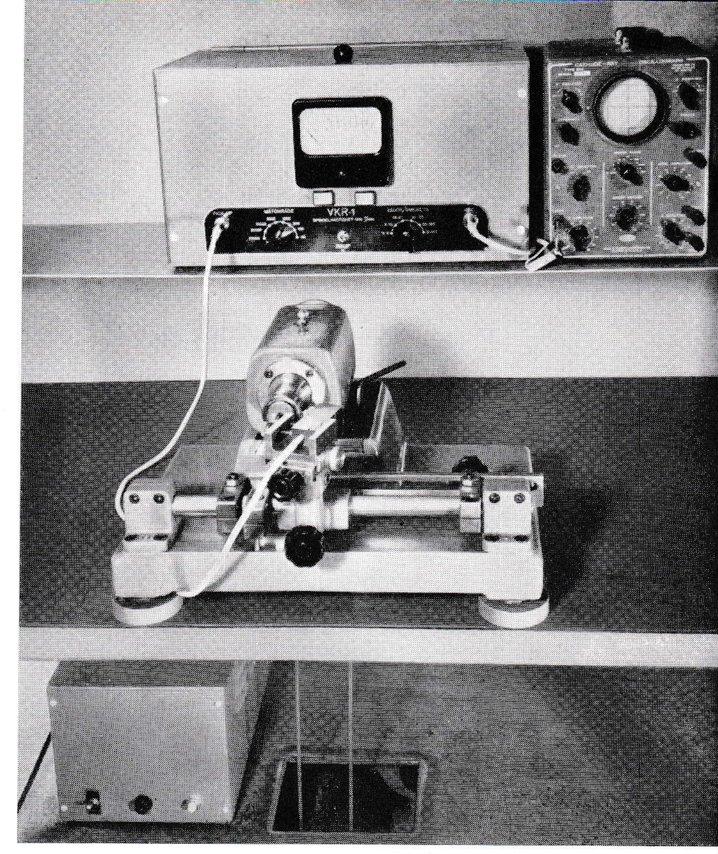


Fig. 7. El aparato SKF de verificar ondulaciones en aros VKR-1

En la electrónica se emplea para indicar el grado de amortiguación, el de ampliación, etc., e indica por ejemplo la relación entre la tensión entrante y la saliente de un ampliador. Es esta significación de la unidad 1 decibel que SKF a veces aplica al hacer mediciones de vibraciones.

Dado que la tensión alterna generada por el pickup es directamente proporcional a la velocidad media de la punta medidora la fórmula mencionada puede escribirse

$$N = 20 \cdot \log \frac{v_1}{v_0}$$

Se ha supuesto que el nivel de referencia sea $v_0 = 10\ \mu/s$.

Al medir las vibraciones en el VKL-1, un rodamiento puede por ej. proporcionar a la punta de medir del pickup la velocidad de $v_1 = 50\ \mu/s$. Entonces se obtiene

$$N = 20 \cdot \log \frac{50}{10} = 20 \cdot 0{,}699 = 13{,}98$$

es decir que el nivel de vibraciones del rodamiento es de 13,98 dB, correspondiente a una velocidad de 50 μ/s.

El nivel de vibraciones de los rodamientos SKF siempre debe indicarse en μ/s, pero simultáneamente puede expresarse en dB según el ejemplo dado más arriba. Si solamente se expresa en dB, el valor indicado no debe confundirse con los valores de decibel empleados en la acústica.

Carga de medición

La carga axial del rodamiento mencionada anteriormente puede aplicarse a mano. Entonces se empuja el aro exterior con una fuerza adecuada, preferiblemente con las dos manos, contra un resalte del mandril giratorio y se lee el valor en el instrumento. Después se da vuelta al rodamiento leyéndose otro valor. Si los dos valores son diferentes, la calidad del rodamiento es indicada por el valor mayor; la diferencia se debe a que las dos puntas de contacto en los caminos no son de la misma calidad. La ondulación del camino de un aro puede variar considerablemente moviendo solamente un poco el lugar de medición.

Una persona hábil puede mediante este método de cargar obtener valores de medición tan correctos que la variación solamente es de la magnitud de 10—20%. La diferencia en la facultad de medir de dos personas distintas puede ascender a 30% debido a la manera individual de coger el rodamiento y de juzgar la magnitud conveniente de la carga. Para eliminar este factor subjetivo y mejorar la posibilidad de reproducción, se puede

proveer el aparato con un mecanismo especial de cargar, véase la *fig. 6*. Provisto de este mecanismo el aparato se denomina VKL-1B. El mecanismo consiste en dos émbolos neumáticos, uno corriendo en el otro, y ambos montados en una consola fijada en el armazón. Mediante una herramienta con tres apoyos elásticos el émbolo exterior de doble efecto aplica carga al aro exterior primeramente en un sentido y después en el otro. El émbolo interior asegura el aro interior contra el resalte del mandril. Los émbolos se gobiernan con ayuda de válvulas magnéticas que se manejan manualmente mediante un interruptor. La magnitud de la carga puede variarse mediante una válvula de reducción eligiéndose la carga para obtener correspondencia con la medición a mano.

Para medir durante la producción grandes series de rodamientos se ha automatizado el aparato últimamente mencionado de manera que la señal que va al instrumento indicador también accione sobre relevadores ajustables en un grupo electrónico de clasificación. Estos relevadores influyen a su vez sobre electroimanes conectados con las válvulas de charnela en un conducto de clasificación pudiendo así clasificarse los rodamientos en tres clases con niveles de vibración diferentes. Completado de esta manera el aparato se denomina VKL-1A.

Medición de la ondulación de los elementos de rodamientos de bolas

Igual que, a veces con razón, un fabricante de máquinas ataca el rodamiento cuando se producen vibraciones en una máquina, el fabricante de rodamientos de bolas ataca los elementos del rodamiento cuando observa vibraciones en los rodamientos. Junto con el aparato VKL-1, SKF ha por eso construído y probado un aparato de verificar la ondulación de aros, llamado VKR-1, y otro correspondiente para bolas, el VKK-1.

Desde el punto de vista electrónico, los aparatos trabajan de la misma manera que el VKL-1, pero el ampliador contiene unos cuantos filtros con los cuales se obtienen límites de frecuencias más estrechos, y el altoparlante ha sido cambiado por un osciloscopio.

El aparato para verificar la ondulación de aros VKR-1, véase la *fig. 7*, consiste en un armazón con husillo, pickup fijado en una corredera ajustable, motor, generador de fuerza, ampliador con instrumento indicador y osciloscopio.

El husillo, pickup y generador de fuerza son iguales a los del aparato de verificar vibraciones VKL-1. El pickup está sin embargo fijado en una corredera que puede ajustarse tanto longitudinal como transversalmente y además en sentido angular para facilitar la medición en los diferentes lugares del camino de rodadura donde se espera que haya contacto con las bolas y sin embargo perpendicularmente a la superficie de contacto. El husillo gira a la velocidad constante de 900 r.p.m., es decir 15 vueltas por segundo. La punta medidora del pickup hace contacto con el camino de rodadura con una presión de unos 30 gramos. El movimiento de vaivén de la punta es originado por la ondulacion del aro.

El ampliador está provisto de cinco filtros octavos: 50—100, 100—200, 200—400, 400—800 y 800—1600 p/s. Además hay un filtro que comprende todo el campo de frecuencias desde 50 hasta 1600 p/s. Con 15 vueltas por segundo del objeto a medir, al acoplar cada filtro particular se mide entonces una parte determinada de la ondulación o sean 3—7, 7—13, 13—27, 27—53, y 53—107 ondas por periferia aproximadamente. El objeto a medir puede dar valores altos en un campo particular de ondulación. En la fabricación, las oscilaciones de la bancada de la máquina o defectos del husillo porta-herramientas pueden por ej. dar lugar a una ondulación de baja frecuencia, es decir unas pocas ondas por periferia, mientras que las vibraciones del husillo de rectificar pueden ser la causa de una ondulación de alta frecuencia, etc.

Para la clasificación de los aros, el valor total, es decir el valor que se obtiene dentro del campo total de frecuencias, 50—1600 p/s, es suficientemente representativo, pero midiendo con los diferentes filtros acoplados se obtiene conocimiento del campo de frecuencias donde el objeto a medir es peor. Basándose en experiencias anteriores se puede determinar la parte de la máquina de donde proviene el defecto y eliminarlo.

El límite inferior del número de ondas por periferia se ha establecido a 3, y el superior a 107, pues se ha observado que las frecuencias de ondulación encima y debajo de estos valores no dan lugar a vibraciones en la mayoría de los montajes normales. Sin embargo, empezando a medir desde 3 ondas por periferia significa que defectos tales como excentricidad, rayas particu-

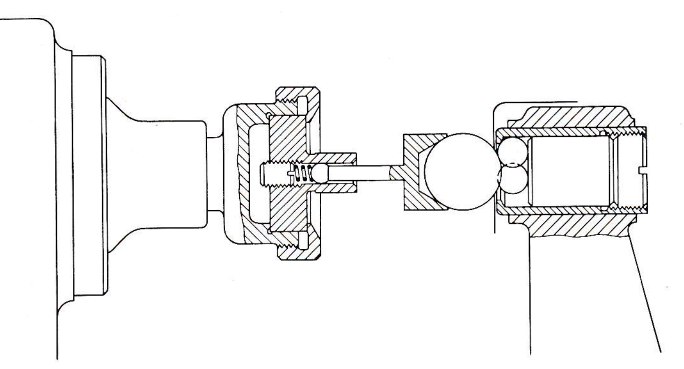


Fig. 8. Detalle de un aparato de verificar ondulaciones en bolas, VKK-1

lares u otras marcas no son registradas por el instrumento. Por eso se ha provisto el aparato con un osciloscopio acoplado delante de los filtros sobre cuya pantalla todos estos defectos son visibles.

Igual que en el VKL-1, el instrumento indicador está graduado en unidades absolutas, μ/s. Al parecer, una magnitud como la ondulación podría expresarse en una unidad de longitud pero se ha observado que midiendo la velocidad se obtiene mejor correspondencia con los valores de medición obtenidos de rodamientos verificados con respecto a vibraciones.

Con el aparato es posible verificar aros interiores con diámetro interior de 3—60 mm, y aros exteriores con diámetro exterior de 10—110 mm.

El aparato de verificar la ondulación de bolas, VKK-1, se distingue del VKR-1, en parte por la manera de hacer girar el objeto a medir, es decir la bola, en parte por haber removido el límite de medir un octavo hacia arriba, lo que significa que el primer campo de medir comprende 7—13 ondas por periferia, y el último 107—203 ondas por periferia. Se ha obtenido este cambio empleando una velocidad más baja del husillo, 450 r.p.m.

La bola a medir está guiada por tres bolas pequeñas, véase la *fig. 8*. El movimiento giratorio del husillo es transmitido a la bola mediante una horquilla provista de articulación de rótula. El giro del objeto a medir es por lo tanto completamente independiente del del husillo. Como se ha mencionado anteriormente, el husillo está fabricado con la mayor precisión pero debe tenerse en cuenta que los valores de ondulación de aros de buena calidad son de la magnitud de 100—150 μ/s mientras que los de las bolas solamente son 1/10 ó 1/20 de estos valores. Un defecto pequeño en el giro del husillo puede corresponder a una gran parte del valor registrado al medir bolas mientras que un defecto semejante cuando se trata de aros generalmente puede despreciarse.

El aparato está destinado a la verificación de bolas de 1/32″—1″.

Relación entre ondulación y vibraciones

Como se ha mencionado al principio del artículo, es muy difícil calcular analíticamente la relación entre la ondulación de los elementos del rodamiento y las vibraciones del rodamiento una vez compuesto y por eso se ha tratado de solucionarla empíricamente. Se ha observado cierta relación entre las dimensiones interiores del rodamiento y los factores de vibración para los diferentes elementos siendo el aro exterior de menor y los cuerpos rodantes de mayor importancia.

A base de este conocimiento se puede determinar anticipadamente el nivel de vibraciones del rodamiento en curso de construcción verificando y ajustando la calidad de cada elemento por separado.

Relación entre las vibraciones de rodamientos y las en los montajes

Aunque el problema de la influencia de los elementos del rodamiento sobre las vibraciones del rodamiento no es sencillo, las investigaciones respecto a la relación entre las vibraciones de los rodamientos y las en los montajes de rodamientos, por razones prácticas son aun más difíciles. En vista de que en esta relación siempre debe trabajarse estadísticamente se precisa un material de investigación suficientemente grande. Además, la magnitud y frecuencia de las vibraciones en los montajes no dependen solamente del nivel y frecuencia de las vibraciones de los rodamientos sino que también de la clase y calidad de la disposición. El resultado de investigaciones efectuadas con motores eléctricos demuestran que existe cierta relación entre ambos hechos.

Finalmente debe mencionarse que para los aparatos de verificación descritos en este artículo, SKF ha también construído mecanismos especiales de calibrado de muy gran precisión. Con ayuda de éstos es ahora posible determinar el nivel absoluto de vibraciones. Un valor de vibraciones indicado por SKF para cierto rodamiento es por eso determinado absoluta e independientemente de cual de las fábricas de la empresa haya fabricado el rodamiento.

Algunos puntos de vista teóricos respecto a la construcción de husillos de rectificar montados en rodamientos de bolas o de rodillos

Reg. 872 612

Una regla fundamental al construir máquinas-herramienta es que todos sus componentes deben construirse de tal manera que se mantengan dentro de límites estrechos las flexiones elásticas causadas por los esfuerzos cortantes. Especialmente para los husillos de trabajo que están expuestos directamente al efecto de los esfuerzos cortantes, las exigencias respecto a la rigidez son muy severas.

La rigidez de una construcción suele expresarse por su cifra de rigidez que es definida como la relación entre una fuerza y la resultante de la elasticidad de la construcción en la dirección de la fuerza. Si se conoce como la elasticidad δ varía con la fuerza K, $\delta = f\,(K)$, la derivada de la función es igual al valor invertido de la cifra de rigidez R, $\frac{d\delta}{dK} = \frac{1}{R}$.

Hace mucho tiempo que se está empleando una expresión de la cifra de rigidez para juzgar la rigidez de husillos de trabajo en máquinas-herramienta:

$$R_o = 53 \cdot \frac{D^4 - d_i^4}{L^3}\ \text{kg}/\mu \quad \ldots\ldots\ldots\ldots (1)$$

Se supone que la fuerza esté colocada a igual distancia de ambos rodamientos. D (mm) es el diámetro exterior del husillo, d_i (mm) su diámetro interior y L (mm) la separación entre los centros de los rodamientos.

Empíricamente se ha establecido el límite inferior de la cifra de rigidez $R_o = 25$ kg/μ. Para máquinas muy exactas de mecanizado de precisión se elige un valor mayor, muchas veces se pone $R_o = 50$ kg/μ.

La desventaja con esta fórmula es que no se tiene en cuenta la flexión del husillo en el punto real de ataque del esfuerzo cortante y que se omite la elasticidad de los rodamientos. Para tornos y fresadoras equipados con rodamientos de rodillos estos reparos tienen menor importancia, pero por ej. para husillos de rectificar que muy a menudo se montan en rodamientos de bolas, la fórmula no da ninguna idea de las condiciones reales. Como se desprende de lo que sigue, se ha tratado de calcular teóricamente la cifra de rigidez para diferentes tipos de husillos de rectificar teniendo en cuenta las flexiones elásticas del eje y de los rodamientos y refiriendo la cifra de rigidez al punto de ataque del esfuerzo cortante.

Denominaciones:

Q = carga máxima del cuerpo rodante, kg
F = carga del rodamiento, kg
K = carga exterior, kg
D_w = diámetro de las bolas, mm
d = diámetro interior del rodamiento, mm
Z = número de cuerpos rodantes por hilera
N = número de rodamientos en cada posición
L = separación entre los rodamientos, mm
a = distancia entre la cabeza del husillo y el rodamiento delantero (voladizo), mm
$\lambda = \frac{L}{a}$
R = cifra de rigidez, kg/μ o kg/mm
D_a = diámetro del eje, mm
E = módulo de elasticidad, $2{,}0 \cdot 10^4$ kg/mm^2
I = momento de inercia, mm^4

Las otras denominaciones están indicadas en el texto y las figuras.

Se supone que en el caso de carga se refiere a una viga colocada sobre dos apoyos con la separación entre sí de L mm y con un extremo de viga sobresaliendo a mm. La carga K ataca en el extremo de la parte saliente que a continuación se llamará voladizo. La flexión causada por la fuerza se debe en parte a la deformación de los apoyos,

Derive la ecuación (6) con referencia a K.

$$\frac{d\delta_1}{dK} = 0{,}00393 \cdot \frac{K^{-0{,}333}}{Z^{0{,}667} \cdot D_w^{\,0{,}333}} \left[\left(1 + \frac{1}{\lambda}\right)^{1{,}667} + \left(\frac{1}{\lambda}\right)^{1{,}667} \right] \quad (7)$$

Ponga $0{,}00393 \cdot \dfrac{K^{-0{,}333}}{Z^{0{,}667} \cdot D_w^{\,0{,}333}} = \alpha$

La expresión para α puede también escribirse

$$\alpha = K^{-0{,}333} \cdot f(d) \quad (8)$$

Si se traza gráficamente la ecuación (8) en escala logarítmica insertando Z y D_w para diferentes diámetros interiores d de los rodamientos de la serie 62, se observa según la *fig. 3* que α es una función rectilínea de d para diferentes valores de K, es decir

$$\log \alpha = k \cdot \log d + \log A \quad (9)$$

siendo $k = \dfrac{\log \alpha_2 - \log \alpha_1}{\log d_2 - \log d_1}$

y $\log A$ es un término constante.

k expresa la inclinación de las líneas y se determina a $-0{,}33$ por medición directa en la fig. 3.

Si se transcribe la ecuación (9) a forma de potencia se tiene

$$\alpha = A \cdot d^k = A \cdot d^{-0{,}33}$$

Se determina A insertando dos valores conocidos de d y α en la ecuación más arriba. Estos valores pueden obtenerse directamente de las curvas de la fig. 3 lo que da

$$\alpha = 0{,}00132 \cdot K^{-0{,}33} \cdot d^{-0{,}33} \quad (10)$$

Inserte la expresión para α en la ecuación (7)

$$\frac{d\delta_1}{dK} = \frac{1}{R_1} = 0{,}00132 \cdot (K \cdot d)^{-0{,}33} \left[\left(1 + \frac{1}{\lambda}\right)^{1{,}667} + \left(\frac{1}{\lambda}\right)^{1{,}667} \right] \quad (11)$$

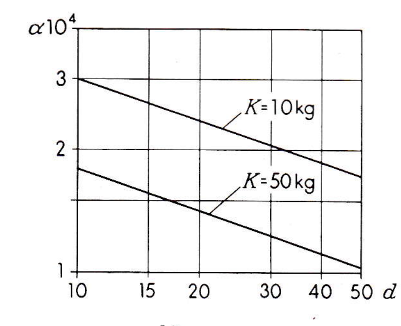


Fig. 3. $\alpha =$ constante $\cdot \dfrac{d\delta_1}{dK}$ calculado para diferentes tamaños de rodamientos de la serie 62 y trazado en escala logarítmica

Mediante desarrollo en serie se puede simplificar el paréntesis a

$$1{,}56 \left[\left(\frac{1}{\lambda} + 0{,}535\right)^2 + 0{,}353 \right]$$

lo que insertado en la ecuación (11) resulta

$$\frac{1}{R_1} = 2{,}06 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{1}{(K \cdot d)^{0{,}33}} \left[\left(\frac{1}{\lambda} + 0{,}535\right)^2 + 0{,}353 \right] \text{mm/kg} \quad (12)$$

b. *Dos rodamientos apareados de la serie 62 en cada posición*

La ecuación (12) vale también en este caso pero se multiplica $\dfrac{1}{R_1}$ por el factor $\dfrac{1}{N^{0{,}667}} = \dfrac{1}{2^{0{,}667}} = 0{,}63$.

c. *Un rodamiento de la serie NN 30 K en cada posición*

De la misma manera que para rodamientos rígidos puede deducirse la siguiente fórmula:

$$\frac{1}{R_1} = 0{,}86 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{1}{K^{0{,}1} \cdot d^{0{,}82}} \left[\left(\frac{1}{\lambda} + 0{,}45\right)^2 + 0{,}247 \right] \text{mm/kg} \quad (13)$$

Determinación de $\dfrac{1}{R_2}$

Se supone que el husillo de rectificar sea construído según la *fig. 4*.

La flexión δ_2 por la fuerza K puede determinarse por la ecuación

$$\delta_2 = \frac{K \cdot a^3}{3 \cdot E \cdot I_1} \left(\lambda + \frac{I_1}{I_2}\right) \quad (14)$$

I_1 es el momento de inercia para la parte del eje entre los rodamientos y I_2 el para la parte saliente.

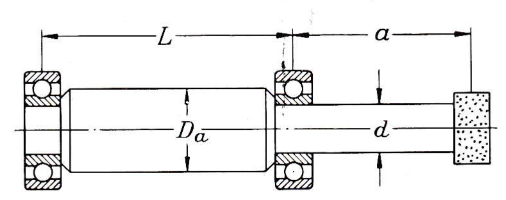


Fig. 4. Husillo de rectificar

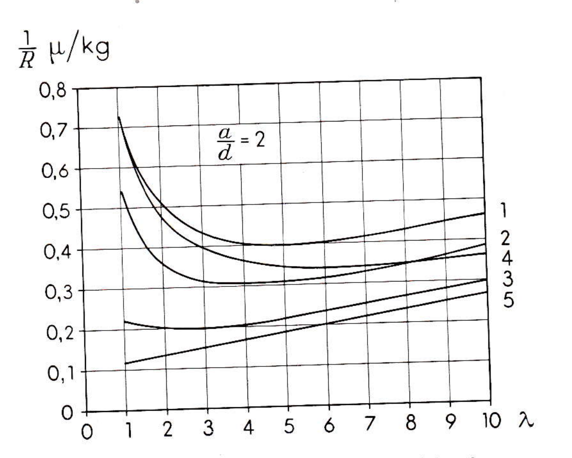


Fig. 5. Deformación en el punto de ataque del esfuerzo cortante para husillos de rectificar con voladizo corto

Si se inserta en la ecuación (14)

$$E = 2{,}0 \cdot 10^4, \quad I_1 = \frac{\pi \cdot D_a^4}{64} \text{ y } I_2 = \frac{\pi \cdot d^4}{64} \text{ resulta}$$

$$\delta_2 = 0{,}34 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{a^3 \cdot K}{D_a^4}\left[\lambda + \left(\frac{D_a}{d}\right)^4\right]$$

Derive δ_2 con relación a K.

$$\frac{d\delta_2}{dK} = \frac{1}{R_2} = 0{,}34 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{a^3}{D_a^4}\left[\lambda + \left(\frac{D_a}{d}\right)^4\right] \text{ mm/kg} \quad \ldots (15)$$

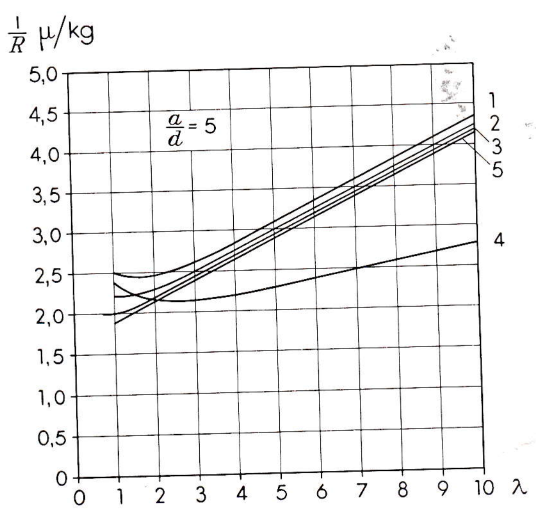


Fig. 6. Deformación en el punto de ataque del esfuerzo cortante para husillos de rectificar con voladizo largo

Determinación de $\frac{1}{R}$

Según la ecuación (2) $\frac{1}{R} = \frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2}$.

Insertando las expresiones anteriormente deducidas para $\frac{1}{R_1}$ y $\frac{1}{R_2}$ se obtienen los resultados siguientes:

a. *Uno o varios rodamientos rígidos de bolas en cada posición*

$$\frac{1}{R} = 2{,}06 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{1}{N^{0{,}667} \cdot (K \cdot d)^{0{,}33}}\left[\left(\frac{1}{\lambda} + 0{,}535\right)^2 + 0{,}353\right] + 0{,}34 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{a^3}{D_a^4}\left[\lambda + \left(\frac{D_a}{d}\right)^4\right] \text{ mm/kg} \quad \ldots (16)$$

La fórmula más arriba está deducida para rodamientos de la serie 62 pero puede también emplearse para los de la serie 60.

La carga sobre una muela de rectificar muy a menudo es menor que 1 kg por largo de la muela. Supóngase que el ancho de la muela $\approx d$ y que $K \approx d$. Si se inserta este valor de K en la ecuación (16) se obtiene

$$\frac{1}{R} = 2{,}06 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{1}{(N \cdot d)^{0{,}667}}\left[\left(\frac{1}{\lambda} + 0{,}535\right)^2 + 0{,}353\right] + 0{,}34 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{a^3}{D_a^4}\left[\lambda + \left(\frac{D_a}{d}\right)^4\right] \text{ mm/kg} \quad \ldots (17)$$

b. *Un rodamiento de la serie NN 30 K en cada posición.*

También en este caso se supone que $K \approx d$

$$\frac{1}{R} = 0{,}86 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{1}{d^{0{,}92}}\left[\left(\frac{1}{\lambda} + 0{,}45\right)^2 + 0{,}247\right] + 0{,}34 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{a^3}{D_a^4}\left[\lambda + \left(\frac{D_a}{d}\right)^4\right] \text{ mm/kg} \quad \ldots (18)$$

Investigación de la rigidez de algunos tipos diferentes de husillos de rectificar

Con ayuda de las fórmulas (17) y (18) se calcula el valor inverso de la cifra de rigidez R para diferentes valores de λ. Como ejemplos se han elegido dos husillos de rectificar diferentes, uno con voladizo corto y el otro con voladizo largo, $\frac{a}{d} = 2$ y $\frac{a}{d} = 5$ respectivamente.

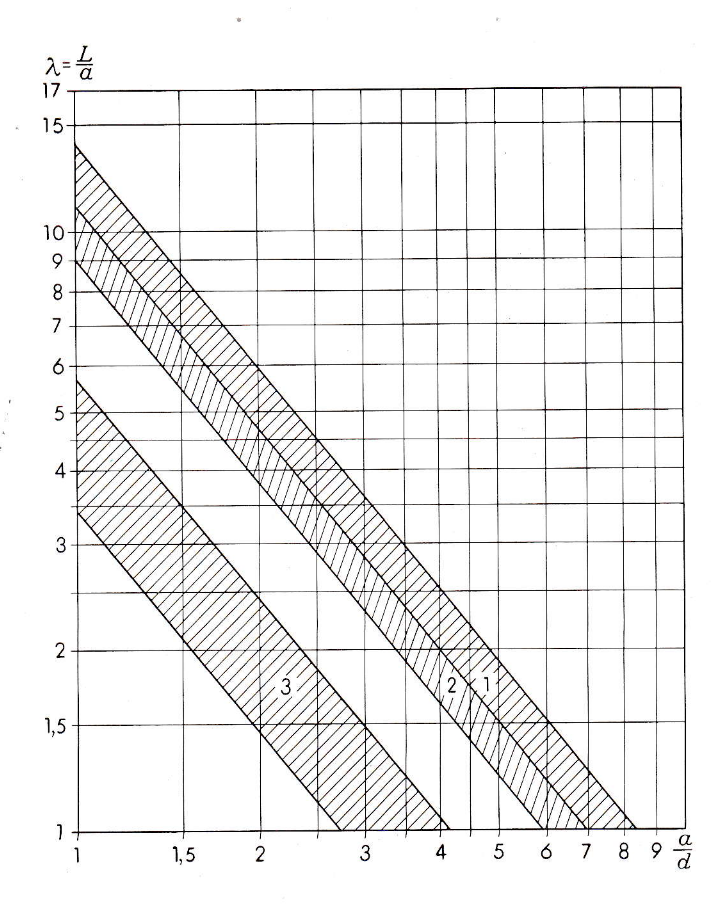


Fig. 7. Relación de longitud λ para la cual se obtiene la elasticidad mínima en el punto de ataque del esfuerzo cortante, trazada como función de $\frac{a}{d}$ para las siguientes combinaciones de rodamientos
1 Un rodamiento rígido de bolas en cada posición
2 Dos rodamientos rígidos de bolas apareados en cada posición
3 Un rodamiento de la serie NN 30 K en cada posición

El diagrama se ha trazado para rodamientos rígidos de bolas de la serie 62 y montaje apareado y vale para construcción corriente de husillos de rectificar con $D_a \approx$ al diámetro medio de los rodamientos. Las curvas pueden también emplearse para rodamientos de la serie 60. Para rodamientos de la serie NN 30 K se presupone que D_a sea algo menor que el diámetro exterior del juego de cuerpos rodantes. Para cada tipo de rodamientos se indican dos límites debido a que λ varía con el diámetro d. El límite superior vale para el diámetro menor. Los rodamientos rígidos de bolas están calculados para d = 10—50 mm y los rodamientos de la serie NN 30 K para d = 25—200 mm.

La ecuación puede simplificarse a

$$1 + 0{,}535 \cdot \lambda = B \cdot \lambda^3 \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (19)$$

siendo $B = 0{,}00131 \left(\frac{a}{d}\right)^3 \cdot d^{0,34} \cdot N^{0,67}$ si se pone D_a igual al diámetro medio del rodamiento ($\approx 2{,}82\, d^{0,83}$).

Se soluciona esta ecuación gráficamente. El resultado se ve en la *fig. 7*. También se ha incluído la serie NN 30 K para la cual se ha hecho la determinación de la misma manera.

Resumen

Al construir husillos para máquinas-herramienta se trata de obtener la mayor rigidez posible del husillo de trabajo, es decir una cifra alta de rigidez R. Para husillos de rectificar los rodamientos tienen mucha influencia sobre la rigidez y al calcular R éstos deben tenerse en cuenta lo que es el objeto de este artículo.

Con ayuda de la ecuación final (17) o (18), se puede calcular la cifra de rigidez. No se ha dado recomendación alguna respecto a los límites entre los cuales ésta debe variar, pero debe tratarse de obtener la rigidez óptima. El valor λ y la separación entre los rodamientos para la cual se obtiene este valor, puede determinarse con ayuda de la fig. 7. Aunque debido a razones de construcción no se pueda aplicar este valor, se puede de una manera sencilla obtener una comparación insertando en las fórmulas el valor real de λ y el valor de λ para el cual el husillo tiene su rigidez máxima. En la mayoría de los casos, la separación de los rodamientos no tiene influencia decisiva sobre la rigidez sino que los puntos de vista constructivos son determinantes.

Para husillos de torno y fresadoras provistos de rodamientos de rodillos, en la mayoría de los casos puede despreciarse la elasticidad de los rodamientos y emplearse la ecuación (1) para determinar de rigidez.

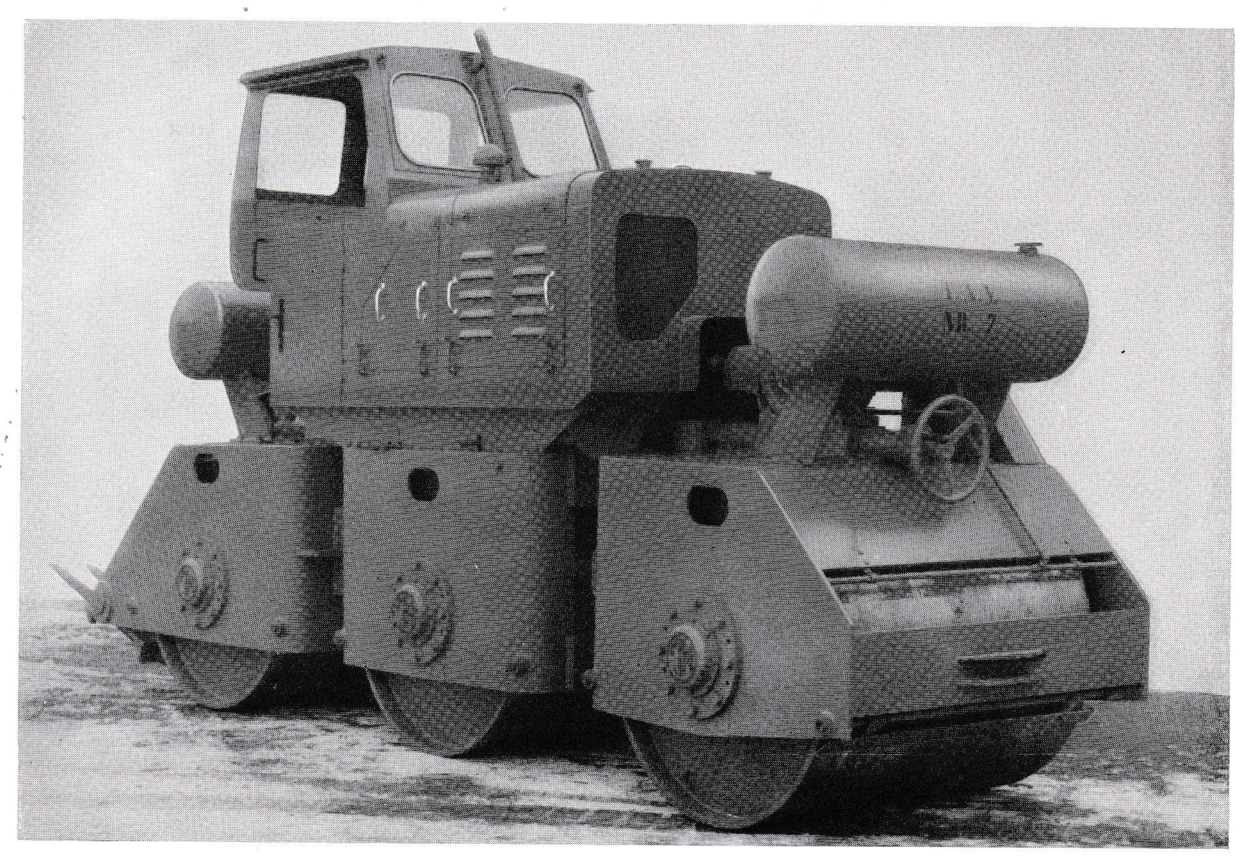


Fig. 1. Apisonadora de tres ejes UNIMAX. Fabricante: Johs. Møllers Maskinfabrik, Over Jerstal, Dinamarca

Apisonadoras danesas con rodamientos SKF

Reg. 845 51

La fábrica Johs. Møllers Maskinfabrik, Over Jerstal, Dinamarca, que construye las apisonadoras que a continuación se describirán, ha empezado a equipar todos los rodillos con rodamientos de rodillos, obteniéndose muchas ventajas, en primer lugar desde el punto de vista de lubricación. Para los rodillos montados en cojinetes ordinarios, el fabricante recomendaba lubricación de los cojinetes tan a menudo como 2 a 3 veces *por día,* mientras que es suficiente lubricar los rodamientos de rodillos 2 a 3 veces *por año.* Al emplear rodillos montados en cojinetes ordinarios, muchas veces fué necesario cambiar el eje cuando se cambiaron los cojinetes debido a que estaban desgastados sus asientos.

Apisonadoras de tres ejes — que no deben confundirse con las de tres rodillos y dos ejes — han sido empleadas en obras de carreteras en Dinamarca más de 20 años en una extensión creciente. El interés para apisonadoras de tres ejes está al parecer creciendo también en otros países, por ej. hace pocos años se ha empezado la fabricación de apisonadoras de este tipo en Alemania y los Estados Unidos.

La razón de que las apisonadoras de tres ejes pueden competir favorablemente con los tipos de dos ejes más sencillos y baratos, consiste en primer lugar en que con una apisonadora de tres ejes se puede obtener una carretera especialmente uniforme y plana pero también en que la gran capacidad de una apisonadora semejante recompensa su mayor coste de adquisición.

La *fig. 1* representa el modelo de tres ejes, UNIMAX, de esta firma. El peso de la apisonadora está uniformemente repartido sobre los tres rodillos. Cada uno de los rodillos está montado en dos rodamientos de rodillos a rótula como se ve en la *fig. 2*. En la *fig. 3* se ve la disposición de rodamien-

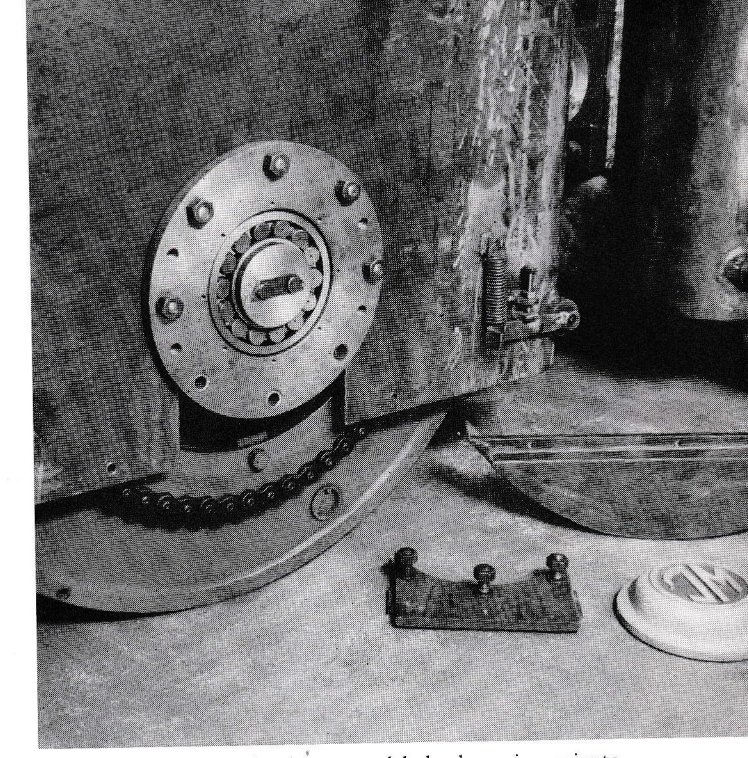


Fig. 3. Soporte de rodamiento en el lado de accionamiento de uno de los rodillos de la apisonadora representada en la fig. 1. Se han desmontado la protección de la cadena y la tapa del rodamiento

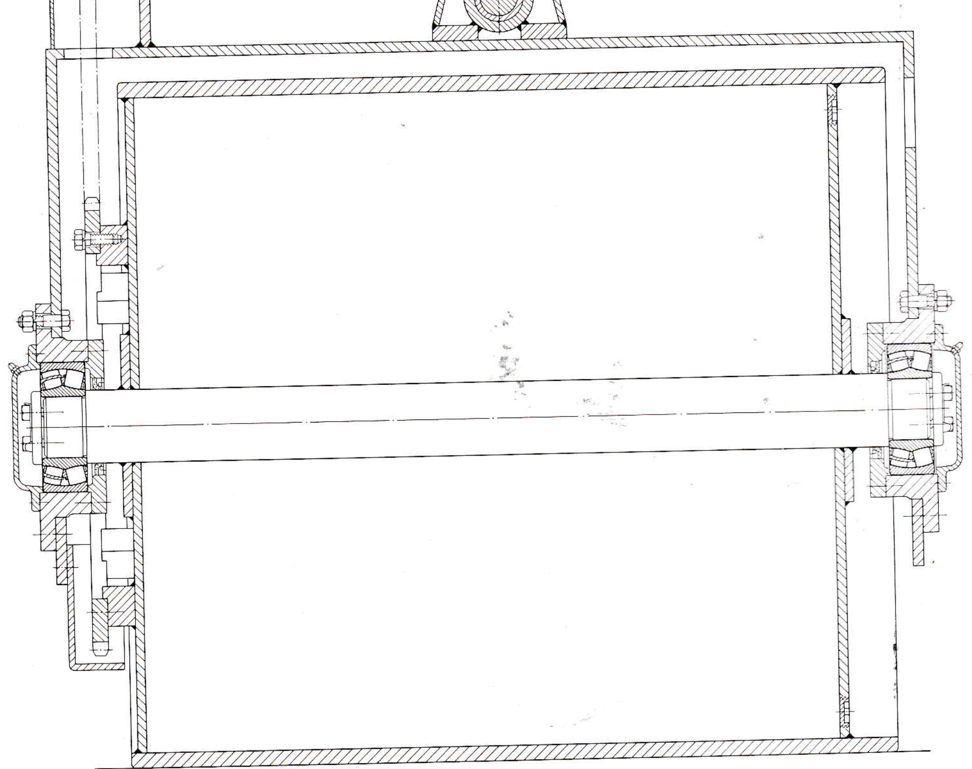


Fig. 2. Disposición de rodamientos para el rodillo de la apisonadora representada en la fig. 1

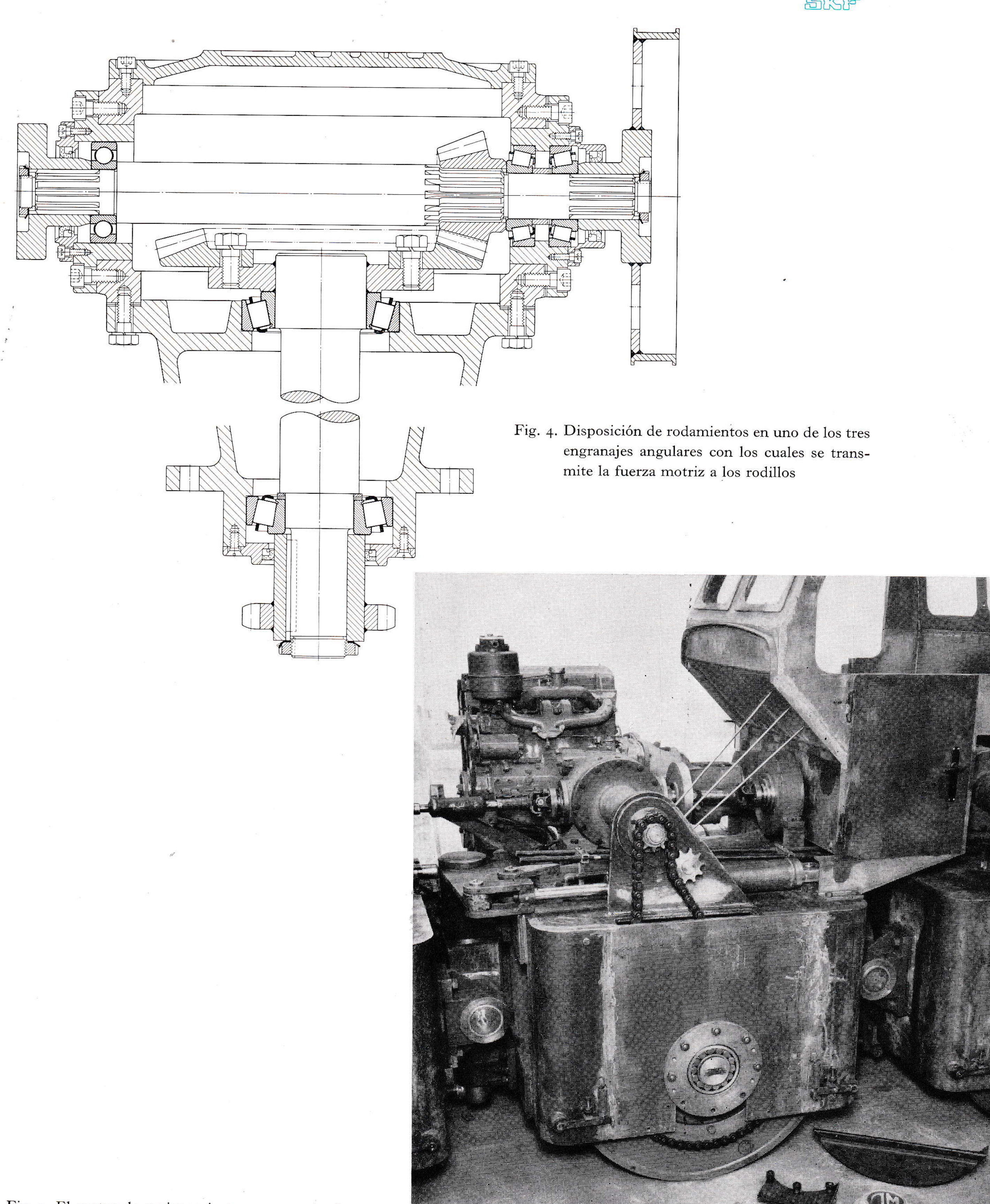


Fig. 4. Disposición de rodamientos en uno de los tres engranajes angulares con los cuales se transmite la fuerza motriz a los rodillos

Fig. 5. El motor de accionamiento y una parte de la transmisión de fuerza a los rodillos

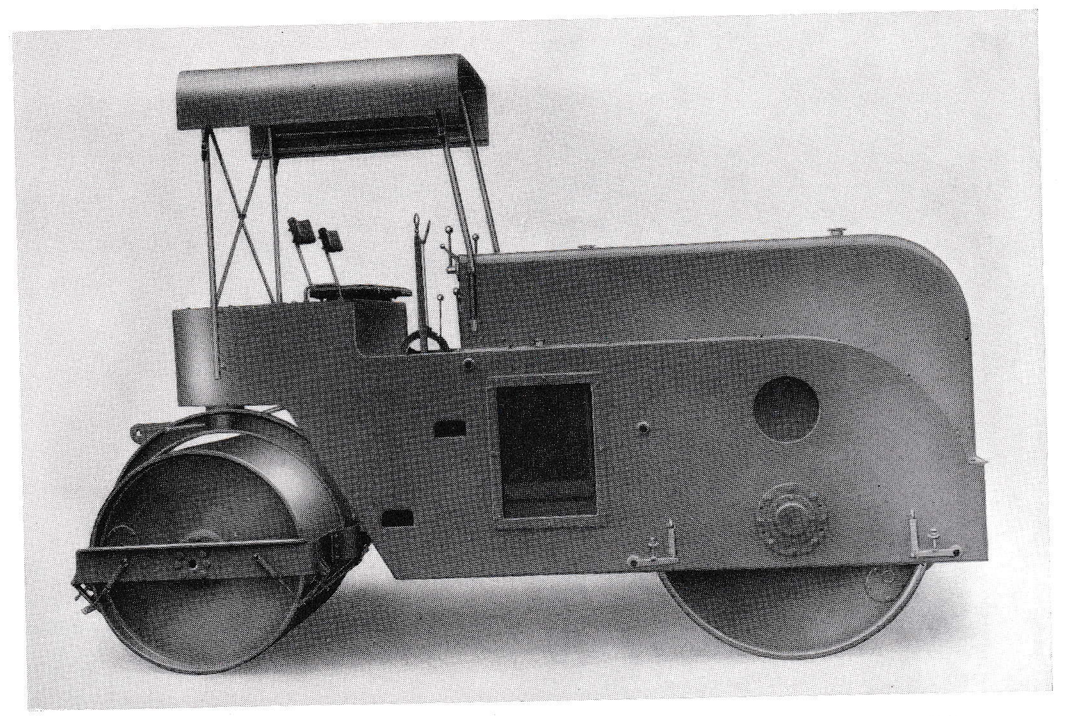


Fig. 6. Apisonadora de dos rodillos. Fabricante: Johs. Møllers Maskinfabrik, Over Jerstal, Dinamarca

tos en el lado de accionamiento de uno de los rodillos. Los rodamientos de cada rodillo están fijados en un armazón, y los tres armazones están unidos entre sí mediante articulaciones, lo que facilita el movimiento de los armazones uno en relación al otro, tanto en el plano horizontal — para el gobierno — como en el vertical, en el último caso para el ajuste de las diferentes maneras de funcionar del UNIMAX. Dentro de pocos minutos se puede ajustar la apisonadora mediante mecanismos especiales a los siguientes funcionamientos:

1 aplanamiento por presión máxima tres veces la normal
2 aplanamiento por presión 1,5 veces la normal
3 compresión, exclusivamente con presión normal
4 el modo de funcionamiento de una apisonadora corriente de tres ejes
5 el modo de funcionamiento de una apisonadora corriente de dos ejes

La apisonadora es accionada por un motor diesel Fordson de cuatro cilindros mediante caja de engranajes, ejes cardánicos y tres engranajes angulares. La fuerza motriz es transmitida desde los engranajes angulares a los tres rodillos mediante cadenas de rodillos.

Todos los engranajes y los rodillos de tensión para las cadenas de rodillos están provistos de rodamientos. La *fig. 4* representa la disposición de rodamientos para uno de los engranajes angulares.

La apisonadora puede trasladarse a cuatro velocidades distintas tanto hacia adelante como atrás.

En la *fig. 6* se ve una apisonadora sencilla de dos rodillos de marcha rápida, especialmente adecuada para trabajos de asfaltar. El rodillo grande está colocado en la parte delantera y pasa primeramente sobre el asfalto evitándose de esta manera ondulaciones en la carretera. La cabina del conductor y los mecanismos de maniobra están dispuestos para poder manejar la apisonadora tanto desde la izquierda como la derecha.

El motor de accionamiento de esta apisonadora también es un diesel Fordson construído de una pieza con la caja de engranajes con el cual puede marcharse a cuatro velocidades distintas tanto hacia adelante como atrás.

Los rodillos son de chapas gruesas de acero soldadas estancas y con junta de soldadura desbastada. El rodillo posterior es partido y montado en rodamientos rígidos de bolas, dos 6220 y dos 6317. El rodillo motriz está provisto de dos rodamientos de rodillos a rótula 21316.

Todos los engranajes y el rodillo de tensión para la cadena de accionamiento también están montados en rodamientos.

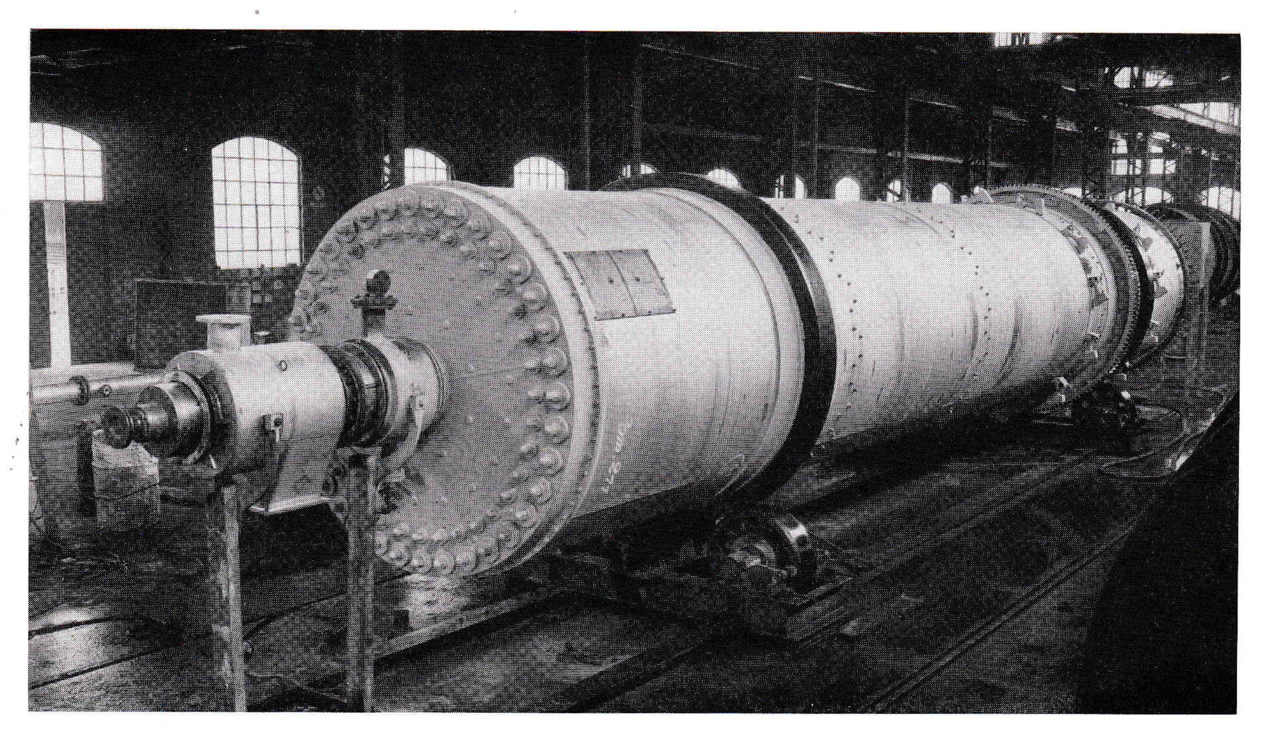


Fig. 1. Horno giratorio tipo Louisville con calentamiento por vapor

Hornos giratorios calentados por vapor

Reg. 843 2

La firma italiana Officine Meccaniche e Fonderie A Bosco, Terni, construye instalaciones de secamiento Louisville de tamaños diferentes. En estos establecimientos se secan productos químicos de diferentes clases como son: caolín, carbonato de bario, carbonato de calcio, tierra de sílice, yeso, resina sintética, mica pulverizada, piedra pómez, etc.

En las instalaciones de secamiento están también incluídos hornos giratorios de acero inoxidable. Estos hornos se calientan mediante serpentines de vapor.

La *fig. 1* representa un horno de este tipo con los siguientes datos:

longitud	14 m
diámetro	2,4 m
número de rodillos portantes	4
número de rodillos de guía	2

Cada rodillo portante, que gira a 13 r.p.m., está montado en un rodamiento de rodillos a rótula 22228. El rodamiento absorbe una carga de unos 15000 kg. Cada uno de los rodillos de guía está provisto de dos rodamientos de rodillos a rótula 22315.

Todos los rodamientos se lubrican con grasa especial para rodamientos. En vista de que el aire en los talleres está lleno de polvo las obturaciones deben ser muy eficaces para evitar que penetren impurezas en los rodamientos. La temperatura es de 25 a 35 °C.

Hasta la fecha se han entregado hornos giratorios de esta marca italiana a las siguientes firmas:

Società Edison, Milán, Italia
Montecatini — Soc. Generale per l'Industria Mineraria e Chimica, Milán, Italia
ANIC S.p.A. Ravenna, Italia
Phillips Carbon Black Italiana, S. Donato Milanese, Italia
Solvic — Industria delle Materie Plastiche, Ferrara, Italia
Distillerie Italiane S.p.A., Milán, Italia
Donau-Chemie A.G., Viena, Austria

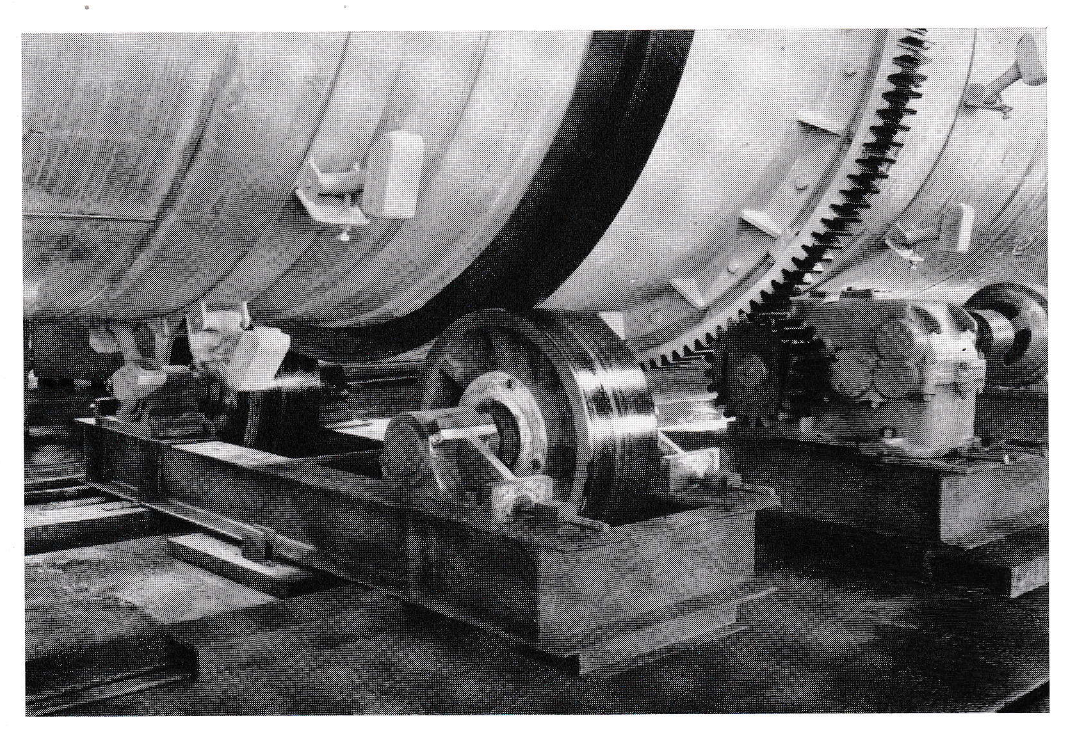


Fig. 2. Detalle del horno de la fig. 1 con los dos rodillos portantes del lado de accionamiento

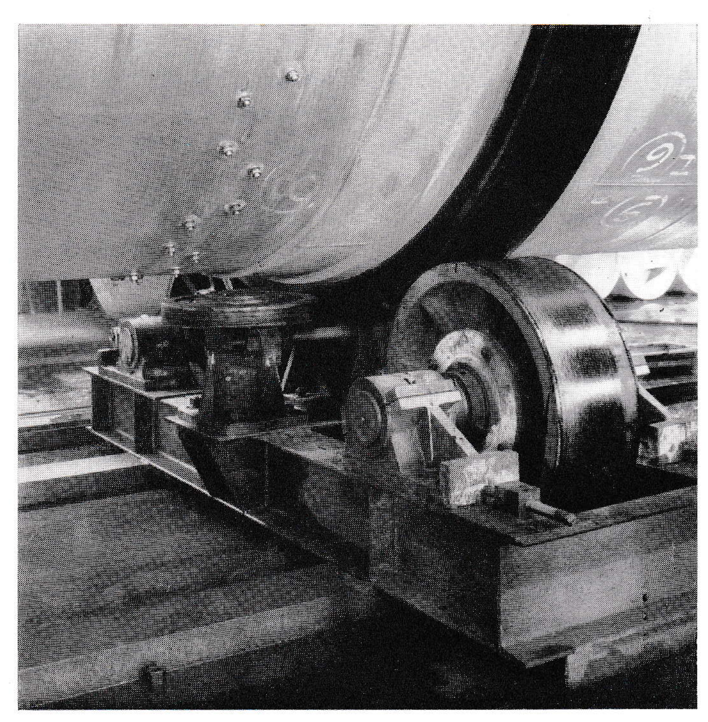


Fig. 3. Detalle del horno de la fig. 1. La figura representa un rodillo portante y uno de guía

CD 621.822.7:534

KAZIKOWSKI, R: *Medición de las vibraciones en rodamientos de bolas.* La Revista de cojinetes a bolas núm. 1/1961, págs. 2–8.

En los últimos decenios se ha empezado a emplear rodamientos de bolas en una extensión creciente debido a las ventajas que ofrecen en comparación con los cojinetes ordinarios. Al contrario, se ha notado que los cojinetes ordinarios de buena calidad funcionan más silenciosamente y con menos vibraciones que los rodamientos de bolas. Para máquinas de oficina y domésticas actualmente se requieren rodamientos «silenciosos» que no perturben el ambiente.

SKF ha efectuado estudios extensos dentro de este campo de investigación y fabricado aparatos especiales para la verificación de vibraciones en rodamientos y medición de ondulaciones de aros y bolas. Con un equipo adicional estos aparatos también pueden clasificar rodamientos que satisfacen demandas muy estrictas respecto a marcha silenciosa. En este artículo se describen la construcción de los aparatos y el modo de hacer las mediciones relatando también las experiencias adquiridas por SKF.

SKF Reg. 667 27

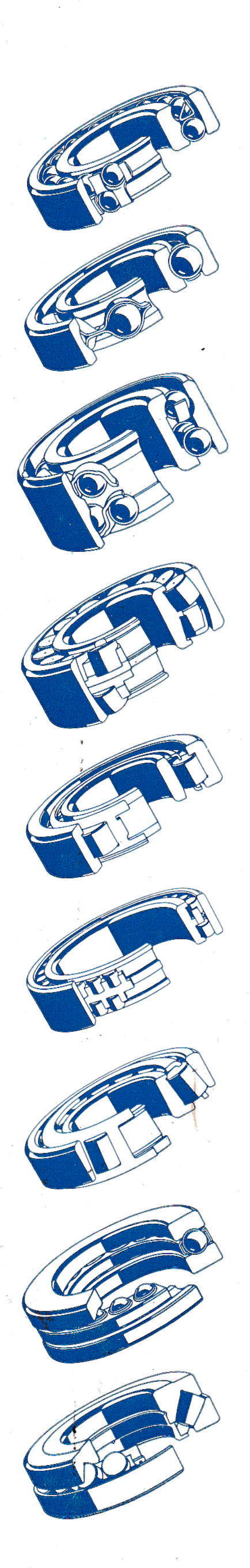
CD 621.822.88:621.886

BERGLING, G y PITTROFF, H: *Algunos puntos de vista teóricos respecto a la construcción de husillos de rectificar montados en rodamientos de bolas o de rodillos.* La Revista de cojinetes a bolas núm. 1/1961, págs. 9–14.

Al construir husillos de máquinas-herramienta se trata de obtener la mayor rigidez posible de la construcción, es decir la flexión mínima del husillo en el punto de ataque real del esfuerzo cortante. Hace mucho tiempo se está empleando cierta fórmula para calcular la rigidez de husillos en máquinas-herramienta.

En vista de que esta fórmula no tiene en cuenta la flexión del husillo en el punto de ataque real del esfuerzo cortante y además desatiende la elasticidad de los rodamientos, en este artículo se ha tratado de calcular teóricamente la cifra de rigidez para varios tipos de husillos de rectificar teniendo en cuenta estos dos factores.

SKF Reg. 872 612



SKF

ha creado una organización de técnicos especializados en la resolución de problemas sobre rodamientos, la cual está a disposición de todos los interesados. 180 sucursales repartidas por el mundo entero se encargan de este servicio.

Reg. 077 701